

## ⑫ 公開特許公報 (A) 昭62-83548

⑬ Int.Cl.<sup>4</sup>F 16 H 11/06  
B 60 K 41/14

識別記号

厅内整理番号  
A-6608-3J  
8108-3D

⑭ 公開 昭和62年(1987)4月17日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全6頁)

⑮ 発明の名称 Vベルト式無段変速機の油圧制御装置

⑯ 特願 昭60-222414

⑰ 出願 昭60(1985)10月4日

⑱ 発明者 本多 匠 池田市桃園2丁目1番1号 ダイハツ工業株式会社内

⑲ 発明者 鳥本 雅夫 池田市桃園2丁目1番1号 ダイハツ工業株式会社内

⑳ 出願人 ダイハツ工業株式会社 池田市ダイハツ町1番1号

㉑ 代理人 弁理士 筒井 秀隆

## 明細書

## 1. 発明の名称

Vベルト式無段変速機の油圧制御装置

## 2. 特許請求の範囲

(1) 駆動側ブーリ又は従動側ブーリの一方にトルク伝達に必要なベルト張力を付加する推力付加装置を設け、他方に速度比を可変とする油圧室を設けてなり、入力軸が駆動側ブーリに接続されるとともに、従動側ブーリが動力断続クラッチを介して出力軸と接続されたVベルト式無段変速機において、上記油圧室へライン圧を給排する変速比制御バルブと、ライン圧自体を調圧するレギュレータバルブと、D.R.N.Pなどの各レンジに応じて前後進の切り換えおよび上記動力断続クラッチへの油圧を断続するマニュアルバルブとを具備し、上記マニュアルバルブの出力油圧をレギュレータバルブの背圧室に導いたことを特徴とするVベルト式無段変速機の油圧制御装置。

## 3. 発明の詳細な説明

産業上の利用分野

本発明はVベルト式無段変速機の油圧制御装置、特にN又はPレンジにおけるライン圧の調圧装置に関するものである。

## 従来技術とその問題点

従来、Vベルトを巻き掛けた駆動側ブーリと従動側ブーリとの双方に油圧室を設け、一方の油圧室にはトルク伝達に必要なベルト張力を付加するライン圧を常時作用させ、他方の油圧室には変速比制御バルブによってライン圧を給排することにより、無段変速を行うようにしたVベルト式無段変速機が、例えば特開昭59-62762号公報や特開昭59-175664号公報に示されている。

上記Vベルト式無段変速機においては、駆動側ブーリより上流側にクラッチが設けられているので、N又はPレンジにおいてはブーリは停止している。したがって、もしN又はPレンジにおいてブーリ比が再発進可能な低速比に戻っていないときには、駆動側ブーリの油圧を低くし、従動側ブーリの油圧を高くして低速比へ移行させる必要が

ある。しかしながら、これでは從動側ブーリの油圧を非常に高くしなければならず、オイルポンプの吐出損失が大きくなり、特にVベルトとして樹脂製ベルトあるいはゴム製ベルトを使用した場合には、ベルトとブーリとが摩耗接触しているため、停止中に從動側ブーリの油圧を高くしてもブーリ比を低速比へ戻すことができない。

これを解決する方法として、例えば從動側ブーリと出力軸との間に動力断続クラッチを設け、N又はPレンジではこのクラッチを遮断し、ブーリを入力軸の駆動力により空転させながら低速比へ移行させる方法が考えられる。この場合には、比較的低い油圧で、かつ迅速に低速比へ移行させることができる利点がある。しかしながら、従来の油圧制御においては、N又はPレンジにおいて他のレンジと異なるライン圧の調圧を行っていないため、ブーリ比が低速比に戻った後も不必要に高いライン圧が從動側ブーリに導かれ、オイルポンプの吐出損失の増大をきたすとともに、Vベルトにかかる過大な側圧によって騒音や発熱を招き、

Vベルトの寿命を損う欠点があった。

#### 発明の目的

本発明はかかる従来の問題点に鑑みてなされたもので、その目的は、N又はPレンジにおいてライン圧を低速比を維持し得る必要最少限の油圧に調圧し、オイルポンプの吐出損失を低減し、Vベルトの騒音や発熱を防止できるVベルト式無段变速機の油圧制御装置を提供することにある。

#### 発明の構成

上記目的を達成するために、本発明は、駆動側ブーリ又は從動側ブーリの一方にトルク伝達に必要なベルト張力を付加する推力付加装置を設け、他方に速度比を可変とする油圧室を設けてなり、入力軸が駆動側ブーリに接続されるとともに、從動側ブーリが動力断続クラッチを介して出力軸と接続されたVベルト式無段变速機において、上記油圧室へライン圧を給排する速度比制御バルブと、ライン圧自体を調圧するレギュレータバルブと、D, R, N, Pなどの各レンジに応じて前後進の切り換えおよび上記動力断続クラッチへの油圧

を断続するマニュアルバルブとを具備し、上記マニュアルバルブの出力油圧をレギュレータバルブの背圧室に導いたものである。

すなわち、N又はPレンジにおいてはマニュアルバルブの出力油圧がOFFとなるので、レギュレータバルブの背圧室の油圧もOFFとなり、ライン圧を低速比を維持し得る必要最少限の油圧に調圧できる。

#### 実施例の説明

第1図は本発明にかかるVベルト式無段变速機の一例を示し、エンジン1の動力は液体握手2を介して入力軸3に伝達されており、この入力軸3は減速ギヤ4, 5を介してVベルト变速装置6の駆動軸7に接続されている。

Vベルト变速装置6は、駆動軸7に設けた駆動側ブーリ8と、從動軸11に設けた從動側ブーリ12と、両ブーリ間に巻き掛けたVベルト10とを有している。駆動側ブーリ8は固定シープ8aと可動シープ8bとを有し、可動シープ8bの背後に設けた推力付加装置9によってトルク伝達に

必要なベルト張力を付与している。推力付加装置9としては、例えば駆動軸7の入力トルクに応じた推力を発生するトルクカム装置や、駆動軸7の回転速度に応じた推力を発生する遠心作動装置、あるいはライン圧によって所定の推力を発生する油圧サーボ装置などを使用できる。一方、從動側ブーリ12も駆動側ブーリ8と同様に、固定シープ12aと可動シープ12bとを有し、可動シープ12bを軸方向に作動させる油圧室13が設けられている。そして、この油圧室13への油圧(制御油圧Pc)を後述する油圧制御装置によって制御することにより、ブーリ比を自在に変化させることができる。

從動軸11の外周には中空軸15が回転自在に外挿されており、從動軸11と中空軸15とは動力断続クラッチ16によって断続される。中空軸15には前進用ギヤ17と後進用ギヤ18とが回転自在に外挿され、前後進切換スリーブ19によって前進用ギヤ17あるいは後進用ギヤ18のい

それか一方を中空軸 15 と連結できるようになっている。上記クラッチ 16 および前後進切換スリーブ 19 は後述する油圧制御装置によって制御される。後進用アイドル軸 20 は從動軸 11 と平行に配置されており、この軸 20 には後進用ギヤ 18 に噛み合う後進用アイドルギヤ 21 と、別の後進用アイドルギヤ 22 とが固定されている。カウンタ軸 23 も從動軸 11 と平行に配置されており、このカウンタ軸 23 には上記前進用ギヤ 17 と後進用アイドルギヤ 22 とに同時に噛み合うカウンタギヤ 24 と、終速ギヤ 25 とが固定されており、終速ギヤ 25 はディファレンシャル装置 26 のリングギヤ 27 に噛み合い、動力を出力軸 28 に伝達し得るようになっている。

第2図はPレンジにおける油圧制御装置を示し、30は变速比制御バルブ、40はソレノイドバルブ、50はレギュレータバルブ、70はマニュアルバルブ、80は前後進切換バルブ、90はクラッチ制御バルブである。

变速比制御バルブ 30 はスプリング 31 によっ

て左方へ付勢されたスプール 32 を有しており、スプリング 31 を収容した右端室 33 にはソレノイドバルブ 40 によって制御される油圧（ソレノイド圧  $P_s$ ）が導かれている。ソレノイドバルブ 40 は図示しない制御回路によってデューティ制御される。ここで、デューティ制御とはON時間とOFF時間とを含む所定周期のパルス信号を与える、ON時間の周期に対する比（デューティ比という）を変化させることにより、デューティ比にほぼ比例したソレノイド圧  $P_s$  を発生させる制御をいう。從動側アーリ 12 の油圧室 13 と連通したポート 34 の両側には、ライン圧が導かれるポート 35 とドレンポート 36 とが形成されている。上記油圧室 13 と連通したポート 34 は、スプール 32 の内部に形成した連通孔 32a を介して左端室 37 に連通しており、これにより制御油圧  $P_c$  は次式によって与えられる油圧に制御される。

$$P_c = \frac{\pi A^2}{4} - P_s \frac{\pi B^2}{4} + S_1$$

上式において、A はスプール 32 の左側ランド 32b の径、B は右側ランド 32c の径、 $S_1$  はスプリング 31 のばね力である。上記のようにソレノイドバルブ 40 のデューティ比を決定すればソレノイド圧  $P_s$  が一義的に決まり、ソレノイド圧  $P_s$  が決まると上式により制御油圧  $P_c$  が一義的に決まり、さらに制御油圧  $P_c$  が決まればアーリ比は一義的に決まるので、結局ソレノイドバルブ 40 のデューティ比によってアーリ比を自在に制御することができる。

レギュレータバルブ 50 の右端室 51 と中間のポート 52 には、オイルポンプ 60 によりオイルタンク 61 からストレーナ 62 を介して送られた油圧が作用しており、右端室 51 の油圧によりレギュレータバルブ 50 のスプール 53 はスプリング 54 に抗して左方へ移動し、スプール 53 のランド 53a が図面に示す位置に達するとポート 52、55 が連通し、油はオイルポンプ 60 の吸い込み側へ戻される。上記スプール 53 の左側には径の異なる 2 個のランド 56a、56b を有する

プランジャー 56 が配置され、これらランド 56a、56b に油圧を導く背圧室 57、58 が形成されている。一方の背圧室 57 は上記变速比制御バルブ 30 の右端室 33 と接続され、ソレノイド圧  $P_s$  が導かれるとともに、他方の背圧室 58 は前後進切換バルブ 80 を介してマニュアルバルブ 70 と接続され、D、R、LレンジではON、N、PレンジではOFFとなる信号油圧  $P_m$  が導かれている。したがって、背圧室 57、58 にソレノイド圧  $P_s$  又は信号油圧  $P_m$  が作用すると、プランジャー 56 はスプール 53 を右方へ押し、ライン圧  $P_r$  は次式のようにソレノイド圧  $P_s$  と信号油圧  $P_m$  とスプリング 54 のばね力  $S_2$  との和に釣り合った油圧に調圧される。

$$P_r = \frac{\pi C^2}{4} - P_s \frac{\pi (D^2 - B^2)}{4} + P_m \frac{\pi B^2}{4} + S_2$$

上式において、C はスプール 53 の右端のランド 53b の径、D はプランジャー 56 のランド 56a の径、B はランド 56b の径である。

マニュアルバルブ 70 は、シフトレバーと連動

してP. R. N. D. Lの各レンジに作動されるスプール71を有している。入力側ポート72にはライン圧P<sub>L</sub>が作用しており、出力側の2個のポート73, 74をスプール71の2個のランド71a, 71bによって切り換えるようになっている。例えば、Pレンジにおいては図示するようにランド71aによって入力側ポート72が閉じられ、一方Nレンジにおいては破線で示すように入力側ポート72と出力側ポート73, 74との間がランド71a, 71bによって遮断されるため、出力油圧P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub>は共にOFFとなる。また、D. L. Rレンジにおいては出力油圧P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub>のいずれか一方がONとなる。

前後速切換バルブ80は、上記前後速切換スリーブ19とロッド81を介して結合されたピストン82と、このピストン82と結合されたスプール83と、スプール83を常時左方へ付勢するスプリング84とを有している。右側ピストン室85はマニュアルバルブ70の出力側ポート73と接続され、左側ピストン室86およびポート87

はマニュアルバルブ70の出力側ポート74と接続されている。右側ピストン室85と連通したポート88は上記レギュレータバルブ50の背圧室58と下記するクラッチ制御バルブ90とに接続されている。D. L. Rレンジにおいてはピストン82が左方あるいは右方へ移動するため、出力油圧P<sub>1</sub>またはP<sub>2</sub>がONとなり、背圧室58およびクラッチ制御バルブ90に油圧が導かれる。N又はPレンジにおいては図示するようにピストン82およびスプール83はスプリング84によって左端位置にあり、ポート88は右側ピストン室85を介してマニュアルバルブ70の出力側ポート73と連通するが、このポート73の出力油圧P<sub>1</sub>はOFFしているので、背圧室58の信号油圧P<sub>0</sub>およびクラッチ油圧はOFFとなる。

クラッチ制御バルブ90はスプリング91によって右方へ付勢されたスプール92を有し、右端のポート93に導かれるクラッチ信号油圧P<sub>c</sub>によってスプール92を作動させ、前後速切換バルブ80のポート88に接続されたポート94とク

ラッチ16へ達じるポート95、あるいはポート95とドレーンポート96とを選択的に連通せらるようになっている。上記クラッチ16は、D. L. Rレンジにおいては信号油圧P<sub>c</sub>がONしているので結合状態を維持するが、急減速時や前後速切換時には信号油圧P<sub>c</sub>がOFFとなるので、遮断される。またN. Pレンジにおいては、信号油圧P<sub>c</sub>はONしているがポート94に油圧が導かれないとクラッチ16は遮断される。

上記構成の油圧制御装置の動作は以下のとおりである。

#### (ii) D. L. Rレンジで走行する場合

レギュレータバルブ50の背圧室58に作用する信号油圧P<sub>0</sub>がONとなり、かつ背圧室57に作用するソレノイド圧P<sub>s</sub>がアーリ比に応じて変化するので、ライン圧P<sub>L</sub>は制御油圧P<sub>c</sub>が低い高速比域では低く調圧され、制御油圧P<sub>c</sub>が高い低速比域では高く調圧される。つまり、ライン圧P<sub>L</sub>はアーリ比に応じた必要最少限の油圧に制御されるため、オイルポンプの吐出損失を低減でき

燃費向上に役立つとともに、疲労比制御バルブ30のライン圧の給排に伴う車両のハンチングを防止できる。

#### ④ Dレンジで走行中に急減速を行った場合

クラッチ制御バルブ90の信号油圧P<sub>c</sub>をOFFとし、クラッチ16を遮断するとともに、油圧室13の制御油圧P<sub>c</sub>を高くする。これにより、Vベルト変速装置6はエンジン1の駆動力により無負荷状態で空転しつつ低速比側へ制御され、車両停止までの間にブーリ比を再発進可能な低速比まで迅速に移行させることができる。

#### ⑤ N. Pレンジ

マニュアルバルブ70の作動についてレギュレータバルブ50の背圧室58に作用する信号油圧P<sub>0</sub>がOFFとなるので、その分だけライン圧P<sub>L</sub>をD. L. Rレンジに比べて低く抑えることができる。したがって、ブーリ比を低速比に維持するに際し、オイルポンプ損失を低減するとともに、過大な側圧によるVベルト14の騒音や発熱を低減でき、Vベルト14の寿命向上を実現でき

る。また、この急減速を行ったとき、車両停止までの間にブーリ比が低速比に戻っていない場合であっても、N、Pレンジではクラッチ16が遮断されているので、低いライン圧P<sub>L</sub>でもVベルト変速装置6を空転させながら低速比へ移行させ、操作することが可能である。

なお、上記実験例ではマニュアルバルブ 7 0 の出力油圧を前後逆切換バルブ 8 0 を介してレギュレータバルブ 5 0 の背圧室 5 8 に導いた場合を示したが、これに代えて、第 2 図破線で示すように出力油圧  $P_1$ 、 $P_2$  をチェックボール 1 0 0 を介して背圧室 5 8 に直接導いても、同様の機能を得ることができる。

また、上記実施例のレギュレータバルブ50はスプール53の左側にスプールとは別体のプランジャ55を配置し、このプランジャでマニエアルバルブ70の出力油圧を受けるようにしたが、これに限らず、例えばプランジャを排除してスプールの左端部に出力油圧を作用させるようにしてもよい。

…レギュレータバルブ、58…背圧室、70…マニホールドバルブ、80…前後遮断切換バルブ、90…クラッチ制御バルブ。

出 購 人 ダイハツ工業株式会社  
代 理 人 弁理士 簡井 秀隆

発明の結果

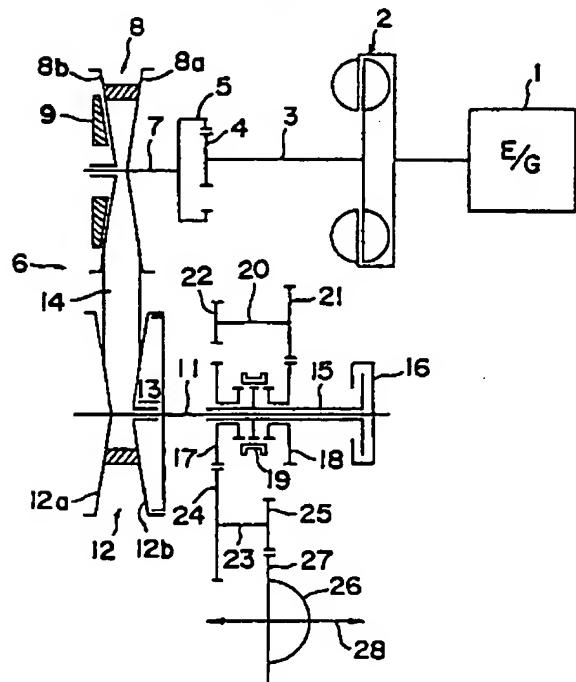
以上の説明で明らかなように、本発明によればマニュアルバルブの出力油圧をレギュレータベルブの背圧室に導いたので、N. Pレンジにおいてマニュアルバルブの出力油圧がOFFするに伴いライン圧は低速比を維持し得る必要最少限の油圧に調圧される。したがって、オイルポンプ損失を低減できるとともに、Vベルトにかかる側圧を低減でき、ベルト騒音や発熱といった不具合を解消できる。

#### 4. 脱西の簡単な説明

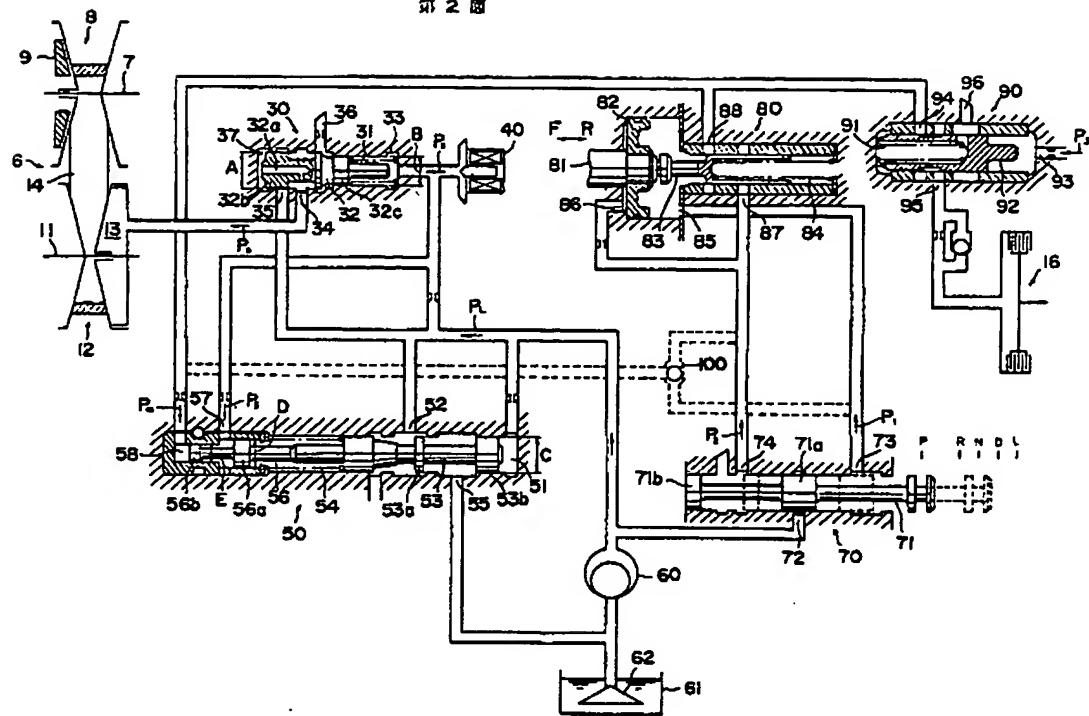
第1図は本発明にかかるVベルト式無段変速機の全体構成を示すスケルトン図、第2図は油圧制御装置の構造図である。

3…入力軸、6…Vベルト变速装置、7…駆動軸、8…駆動側ブーリ、9…推力付加装置、11…從動軸、12…從動側ブーリ、13…油圧室、14…Vベルト、16…動力断続クラッチ、19…前後逸切換スリーブ、28…出力軸、30…変速比制御バルブ、40…ソレノイドバルブ、50…

### 第 1 図



第2図



PAT-NO: JP362083548A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 62083548 A

TITLE: HYDRAULIC CONTROLLER FOR V-BELT TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

PUBN-DATE: April 17, 1987

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

HONDA, TAKUMI  
SHIMAMOTO, MASAO

INT-CL (IPC): F16H011/06, B60K041/14

US-CL-CURRENT: 474/19, 474/28

ABSTRACT:

PURPOSE: To reduce the discharge loss of an oil pump and prevent the generation of noise and heat generation of a V-belt by adjusting the line pressure to the necessary min. hydraulic pressure with which the low speed ratio can be maintained, in N or P range.

CONSTITUTION: The hydraulic pressure supplied from an oil pump 60 acts to the right edge chamber 51 of a regulator valve 50 and an intermediate port 52, and a spool 53 is shifted leftward against a spring 54 by the hydraulic pressure in the right edge chamber 51. Further, the back pressure chambers 57 and 58 for introducing the hydraulic pressure into the lands 56a and 56b of a plunger 56 installed onto the left side of the spool 53 are connected to a speed change ratio control valve 30 and a manual valve 70. Therefore, in case of N or P range, the signal hydraulic pressure acting into the back pressure chamber 50 of the regulator valve 50 becomes OFF by the operation of the manual valve 70, and the lie pressure can be suppressed to the lower value in comparison with that in the D, L, or R range.

COPYRIGHT: (C)1987,JPO&Japio

----- KWIC -----

Abstract Text - FPAR (1):

PURPOSE: To reduce the discharge loss of an oil pump and prevent the generation of noise and heat generation of a V-belt by adjusting the line pressure to the necessary min. hydraulic pressure with which the low speed

ratio can be maintained, in N or P range.

Title of Patent Publication - TTL (1):

HYDRAULIC CONTROLLER FOR V-BELT TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE  
TRANSMISSION